

La Revista de cojinetes a bolas

NR 3
1958

La Revista de cojinetes a bolas

Boletín técnico sobre montajes de rodamientos de bolas y de rodillos

3 1958

En la portada: Radiotelescopio a la Universidad de Bonn

COMPAÑIA SUDAMERICANA SKF, S. A.

MONTEVIDEO / Cerro Largo 1089 / Casilla de Correo 134

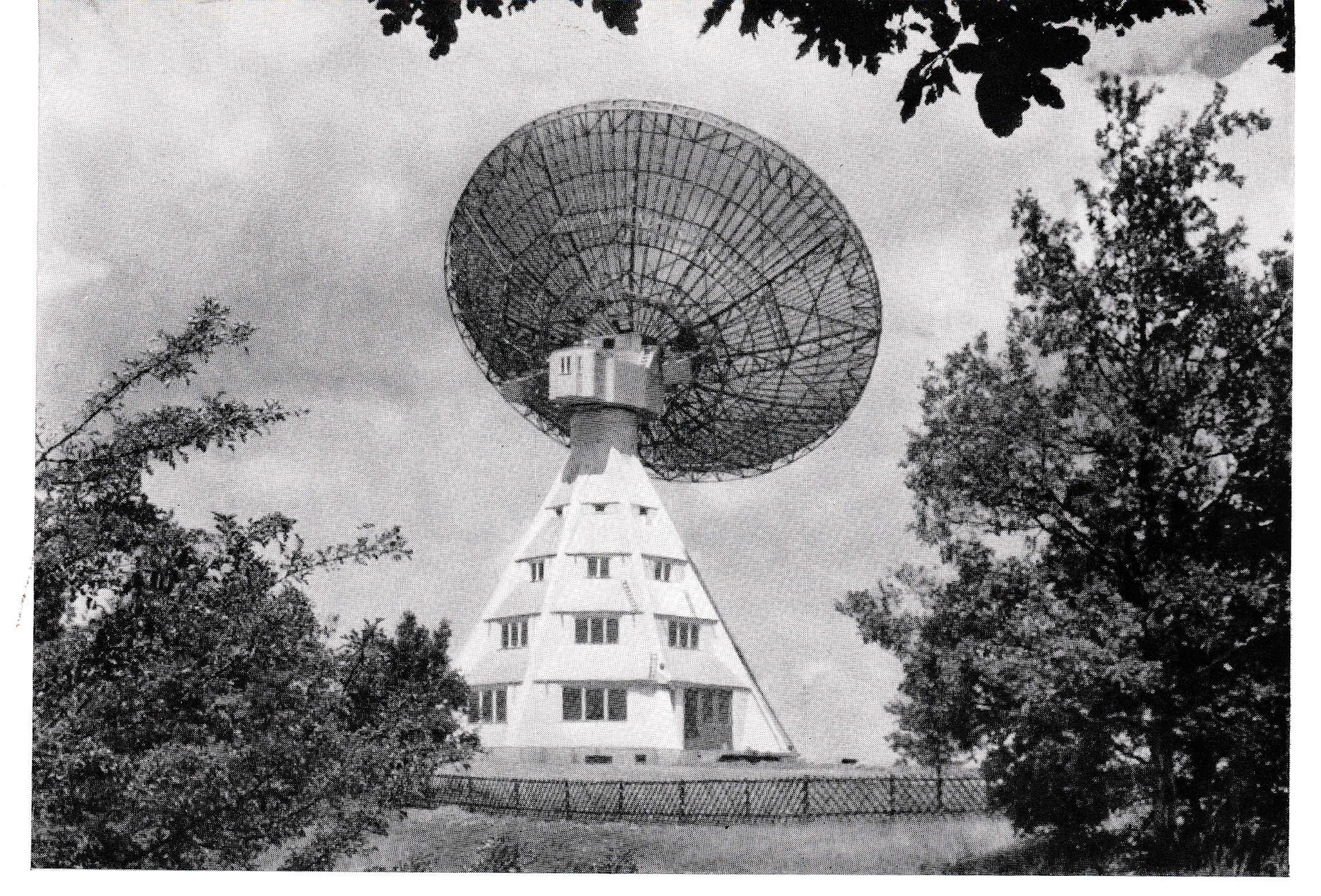


Fig. 1. Radiotelescopio perteneciente a la Universidad de Bonn (Foto Telefunken)

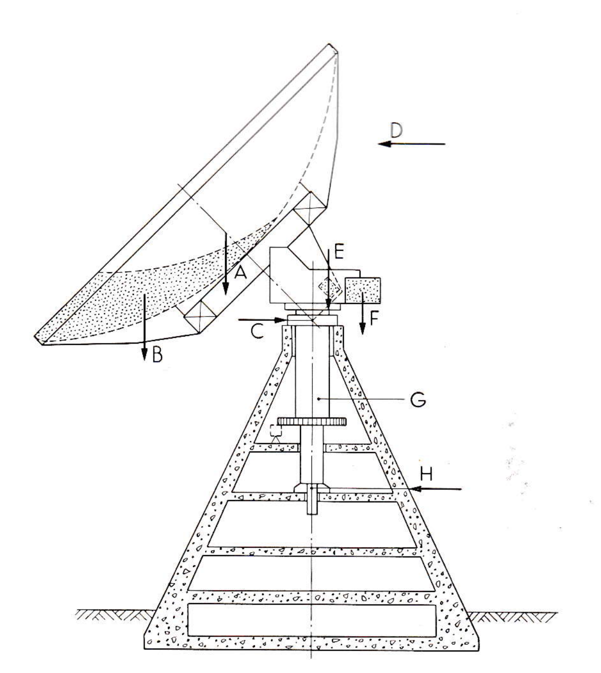


Fig. 2. Esquema del radiotelescopio. En la figura se aprecia la actuación de las diversas fuerzas

A – Peso de la antena, aprox. 20000 kg
B – Carga de nieve, aprox. 10000 kg
C – Cojinete principal
D – Presión del viento, aprox. 40000 kg
E – Contrapeso
F – Contrapeso
G – Pilar giratorio
H – Dispositivo para ajuste de la posición vertical del pilar

Radiotelescopio

Reg. 881 11

La técnica de la onda ultracorta tiene un campo de aplicación muy grande y la Administración de Correos en Alemania utiliza esta técnica en el servicio telefónico, para lo cual se dispone de antenas parabólicas de graduación fija.

Desde hace varios años se utilizan para estudios astronómicos antenas giratorias o, como también se les llama, espejos.

Para esta finalidad se da al espejo parabólico (antena de radar) dimensiones muy grandes, ya que en primer lugar ha de funcionar como receptor y no como emisor, o sea que, en otras palabras, es un radiotelescopio. Con esta antena de radar se investiga la radiación de radio procedente del sol (manchas solares) y sistema de la vía láctea en las bandas de longitud de onda de metro, decímetro y centímetro. Ofrece por ejemplo especial interés la intensa radiación sobre la longitud de onda de 21,1 cm, que es irradiada por el hidrógeno interestelar de la vía láctea.

En 1956 se montó en Alemania en la montaña Stockert de la cordillera Eifel (al sur de Bonn) un radiotelescopio con una antena parabólica de 25 m

de diámetro. Esta instalación ha sido ahora probada en la práctica, habiendo encontrado que funciona a plena satisfacción, por lo que puede publicarse una descripción de su construcción.

Tal como se ha dicho antes, la antena del radiotelescopio se hace giratoria debiendo poder girar alrededor de dos ejes o sea el eje horario o polar y, perpendicularmente a éste, el eje de declinación. De esta forma se obtiene la posibilidad de dirigir el eje de la antena a cualquier punto del firmamento. Se puede elegir entre montaje paraláctico o bien azimutal de la antena. En el montaje paraláctico de un instrumento astronómico, el eje horario está dirigido hacia el polo del firmamento y por consiguiente paralelamente al eje de la tierra, mientras que en el montaje azimutal el eje horario es vertical y en dirección al cenit.

En el caso presente se eligió montaje azimutal. La antena consiste en un paraboloide de rotación y, como ya se ha mencionado, tiene un diámetro de 25 m. El paraboloide está formado por una rejilla montada sobre una armadura de metal ligero construída por Metallwerken Friedrichshafen. El conjunto de la antena pesa 20 000 kg.

El cojinete principal de la antena se halla en la parte superior de la torre de hormigón, según se desprende de las *figs. 2* y *3*.

Aparte del propio peso de la antena, hay que contar con una presión máxima del viento de 40 000 kg, la cual en parte actúa como carga de choque, y una carga de nieve de aproximadamente 10 000 kg, desprendiéndose de la fig. 2 como actúan las diversas fuerzas. La carga resultante sobre el cojinete varía además con el ángulo cenital de la antena.

Las condiciones que se exigían a la construcción eran de que bajo tales cargas variables los errores de ángulo que se originaran debido a deformaciones elásticas, fuesen inferiores a 5 minutos angulares.

El cálculo del cojinete principal con miras a la deformación elástica debida a las variaciones de carga, se basa en que la carga en el caso más desfavorable puede alcanzar hasta los 52 000 kg.

La fig. 3 representa la construcción de la torre con pilar giratorio, cojinete y mecanismos de accionamiento. El extremo inferior del pilar giratorio se apoya en un rodamiento de rodillos cilín-

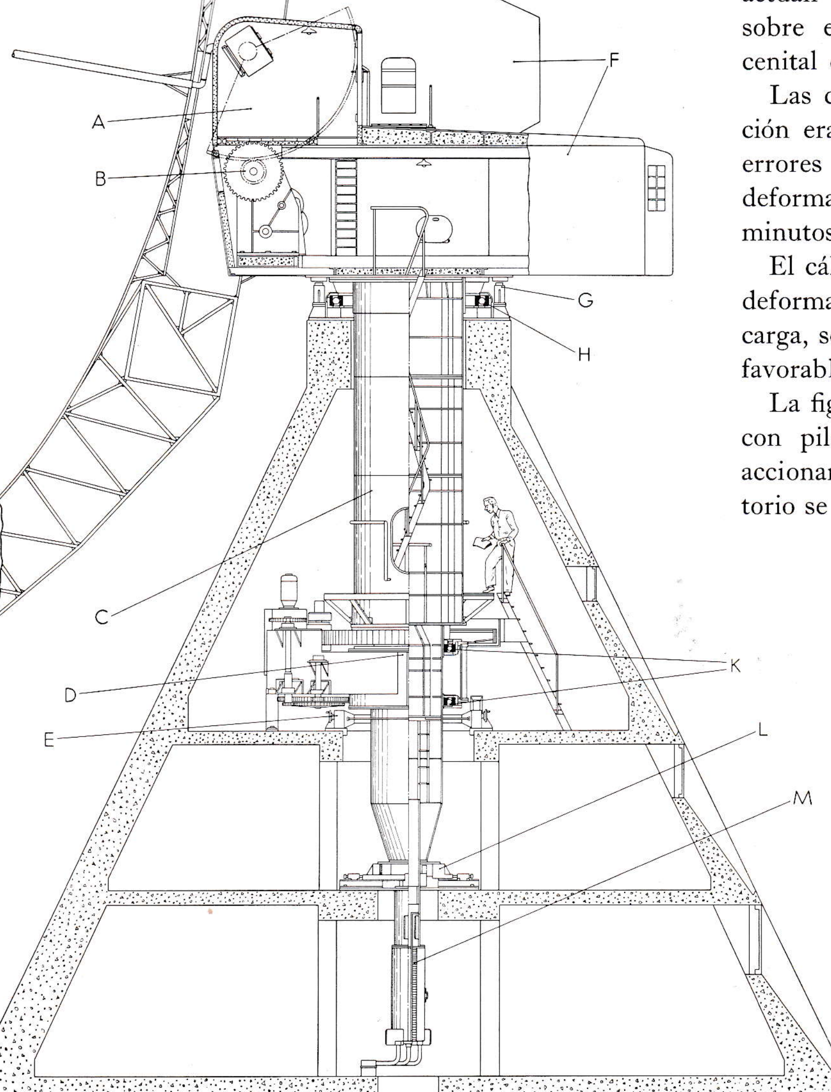


Fig. 3. Esquema de la torre

A — Cabina
B — Engranaje para los movimientos de declinación
C — Pilar giratorio
D — Engranaje para los movimientos de giro
E — Freno de tempestad
F — Contrapesos
G — Gatos elevadores
H — Cojinete principal
K — Rodamientos del engranaje de giro
L — Dispositivo para el ajuste vertical del pilar
M — Contactos rozantes

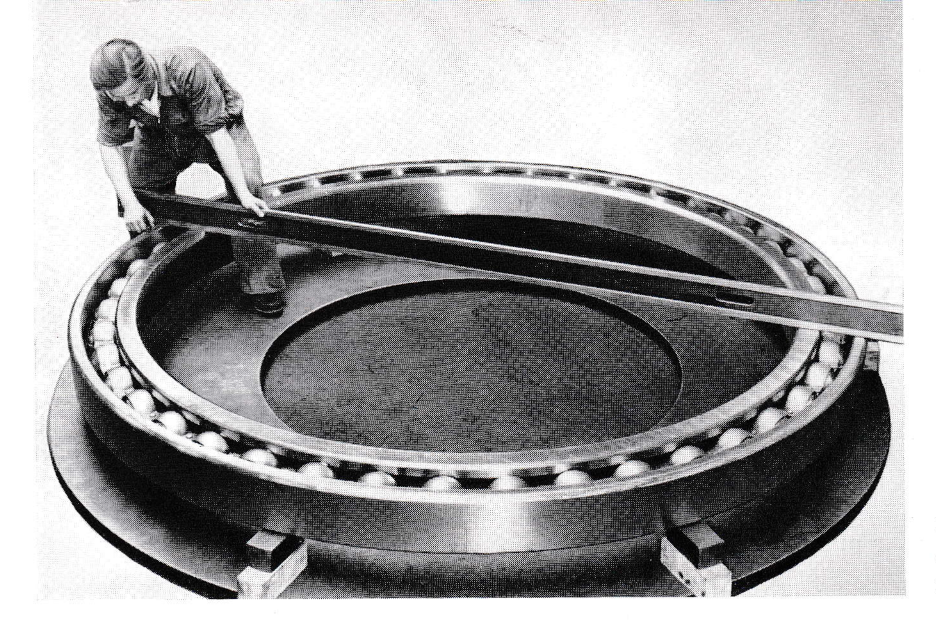


Fig. 4. Rodamiento principal del radiotelescopio según las figs. 1, 2 y 3

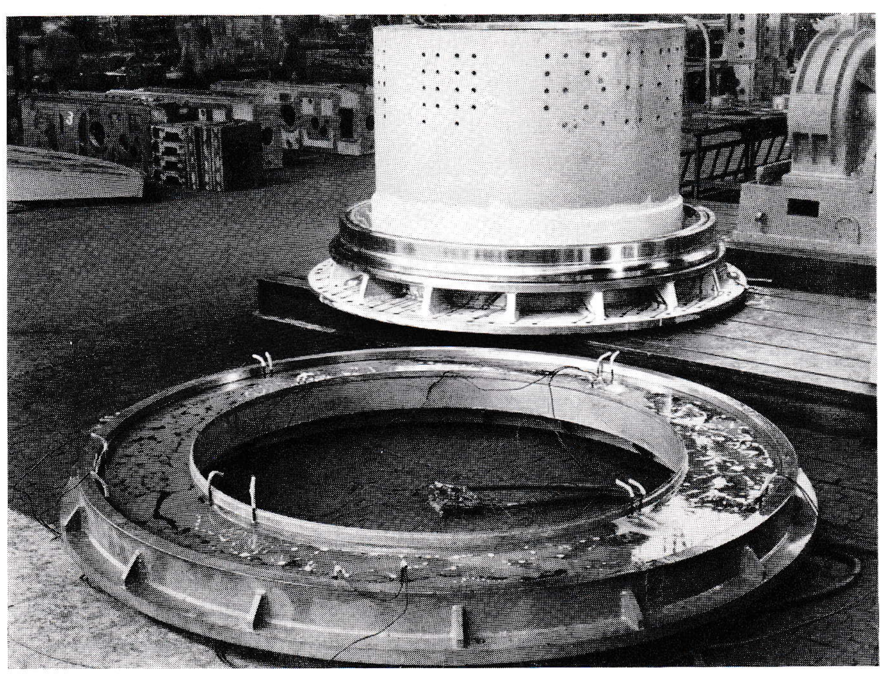


Fig. 5. Montaje de los aros del rodamiento principal
En el fondo se ve la parte superior del pilar con el aro interior del rodamiento montado
En primer término se ve el soporte anular durante su calentamiento

dricos y está provisto de un dispositivo de desplazamiento en el extremo inferior a uno u otro lado, que permita regular fácilmente la perpendicularidad del pilar. De esta forma pueden compensarse en forma sencilla los asentamientos y otras variaciones en las fundaciones.

La *fig. 4* representa el cojinete principal construído por SKF y consistente en un rodamiento de bolas de contacto angular de dimensiones 2200 × 2660 × 180 mm. Su capacidad de carga estática es de 514000 kg en sentido axial y 190000 en sentido radial. Los aros están ejecutados de acero al silicio-manganeso y no están templados. Las 44 bolas de 127 mm, de diámetro, están fabricadas de acero para rodamientos y están templadas. El portabolas es de acero y consiste en 44 eslabones (igual al número de bolas) unidos por bulones afianzados con anillos de seguridad. Para el montaje sobre el pilar se calentó el aro interior a aproximadamente 90° C, véase la *fig. 5*. Para montar el aro exterior se calentó también el soporte anular, lo cual se realizó con ayuda de calentadores eléctricos de inmersión y un baño de aceite y agua, según puede también apreciarse en la fig. 5. Las bolas y los portabolas se introdujeron en el rodamiento una vez el pilar giratorio con el aro interior montado sobre el mismo se hubo colocado en su sitio en la torre. Tal como se desprende de la fig. 3, el pilar giratorio azimutal de la construcción superpuesta, puede elevarse (y bajarse) mediante varios gatos elevadores. El rodamiento trabaja totalmente sumergido en aceite, para protegerlo contra la formación de óxido, y además está protegido contra el paso de corrientes

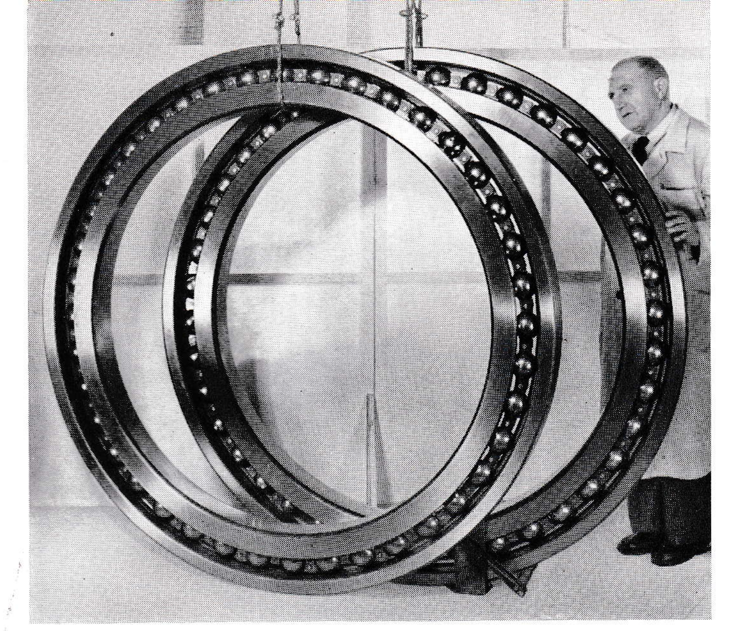




Fig. 6. En el engranaje de giro están montados los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular representados en la figura

Fig. 7. Aplicación de rodamientos a los engranajes de giro. Relación 1:100800. Fabricante: Alkett, Berlín

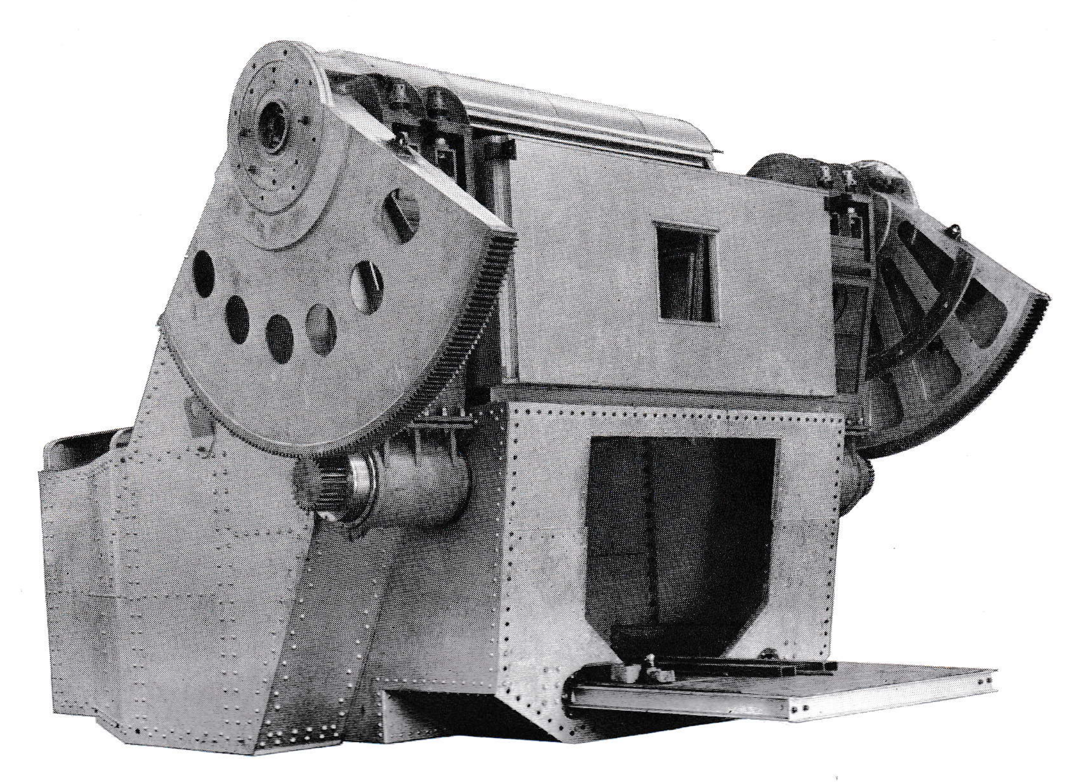


Fig. 8. Engranaje de los movimientos de giro (Foto Alkett, Berlín)

eléctricas a consecuencia de descargas atmosféricas, mediante contactos rozantes con escobillas de cobre-carbón. Estos contactos están situados en la parte inferior del pilar giratorio, como puede apreciarse en la fig. 3.

El engranaje que comunica al pilar azimutal sus movimientos de giro, va montado en dos rodamientos de bolas de contacto angular de dimensiones 1230×1590×115 mm (véanse las *figs.* 3 y 6). Al efectuar el montaje se ajustaron los rodamientos exentos de juego, lo cual fué facilitado por la introducción de aceite a presión entre el eje y los aros interiores. La carga es transmitida a los rodamientos mediante la rueda dentada grande, con un diámetro de 3000 mm. El giro de los rodamientos es de extrema exactitud. La excentricidad radial total de la rueda dentada es solamente de 20 μ y el error de división sólo 8 μ entre dos dientes contiguos. En la fig. 6 se ven los dos mencionados rodamientos, y de la *fig.* 7 se desprende su montaje. También en los demás cojinetes de este engranaje se emplean rodamientos, así como en el engranaje del eje de declinación con los rodamientos de la antena (rodamientos de rodillos a rótula 23052 y 23044).

Para realizar estudios astronómicos se requieren velocidades muy pequeñas en los movimientos de giro y de declinación, por lo que los rodamientos grandes de los engranajes están prácticamente sólo sometidos a cargas estáticas.

La relación del movimiento de giro es 1:7200 y también 1:100800 y para el movimiento de declinación 1:7200 y 1:1008000.

En la *fig.* 8 se ve el engranaje de los movimientos de declinación (con recorrido del ángulo de la antena de hasta 90°).

En el verano de 1957 se iniciaron los estudios astronómicos con esta instalación perteneciente a la Universidad de Bonn, habiendo mostrado todas las experiencias que la exactitud y ausencia de juego de los movimientos de la antena corresponden plenamente a las condiciones establecidas.

Con ello se ha abierto una perspectiva para poder en el futuro montar antenas de radar bien sea en forma paraláctica o azimutal con rodamientos de precisión, y construir los correspondientes engranajes con relaciones de hasta más de 1:1000000, con reducido rozamiento y mínimo consumo posible de fuerza.

Tensiones en uniones forzadas bajo carga

Reg. 413 44

La presión que se origina en la superficie de ajuste en una unión con prensa a consecuencia del aprieto entre el eje y la pieza exterior se admite en general que se halle distribuída uniformemente por toda la superficie de ajuste.

Esta suposición presupone en realidad que las piezas interior y exterior de la unión tengan el mismo ancho y que a través de la unión no se transmita ninguna fuerza exterior ni momentos flectores.

A continuación no se tendrá en cuenta la concentración de tensiones debida a la diversa longitud de las piezas, por lo que solamente se estudiarán las concentraciones de tensión originadas a consecuencia de la carga exterior.

Si el eje es sometido a una carga radial o a un momento flector, se altera la presión en la superficie de ajuste. Tratándose de ejes pasantes se origina en tal caso una concentración de la presión en la superficie de ajuste hacia las caras extremas de la unión. Si se trata de uniones montadas en un extremo, puede ocurrir que la presión en la superficie de ajuste sea mayor en el centro de la unión que en las caras extremas.

Partiendo de la teoría para vigas sobre base elástica, se intentará a continuación deducir la variación de presión en la superficie de ajuste a la que da lugar la carga exterior. Esta teoría se basa en la hipótesis simplificada de que la pieza exterior puede considerarse rígida a la flexión en relación con el eje, siendo entonces de importancia secundaria cómo sea absorbida la fuerza radial o el momento flector por la pieza exterior.

El rozamiento en la superficie de ajuste no se tiene en cuenta y el aprieto del ajuste forzado se admite sea lo suficientemente grande para que bajo la acción de la carga quede una presión resultante sobre toda la superficie de ajuste, incluso en aquellas partes de la superficie donde se produzca una disminución de la presión debido a la carga de la unión.

Denominaciones

B = anchura de la unión
c_i, c_e = relación entre el diámetro interior y exterior de la pieza interior y exterior respectivamente de la unión
d = diámetro de la superficie de ajuste
d_i = diámetro del agujero de la pieza interior
D = diámetro exterior de la pieza exterior
e = constante de cimbreo de la unión
E = módulo de elasticidad
F = fuerza transversal
J = momento de inercia del eje
M = momento flector
M_t = momento de giro
p = presión en la superficie de ajuste en la unión no cargada
q = variación de presión en la superficie de ajuste debido a la carga de la unión
Q = fuerza transmitida por unidad de longitud por la superficie de ajuste de la unión
z, r, φ = coordenadas cilíndricas.
w = desplazamiento en el sentido transversal del eje
δ = disminución del grueso anular para $\varphi = 0$ bajo carga
Δ = aprieto diametral, o sea diferencia entre el diámetro exterior del eje y el diámetro del agujero del aro antes del montaje
σ = tensión normal
τ = tensión de cortadura
ν = índice de Poisson

Las demás denominaciones se reseñan en el texto y figuras.

Distribución de la presión en el sentido de rotación

Mientras la presión p originada por el aprieto en la superficie de ajuste sea mayor que la variación de presión q (z), todo punto de la superficie de contacto soportará la presión resultante

$$p + q(z, \varphi) > 0 \quad \ldots\ldots (1)$$

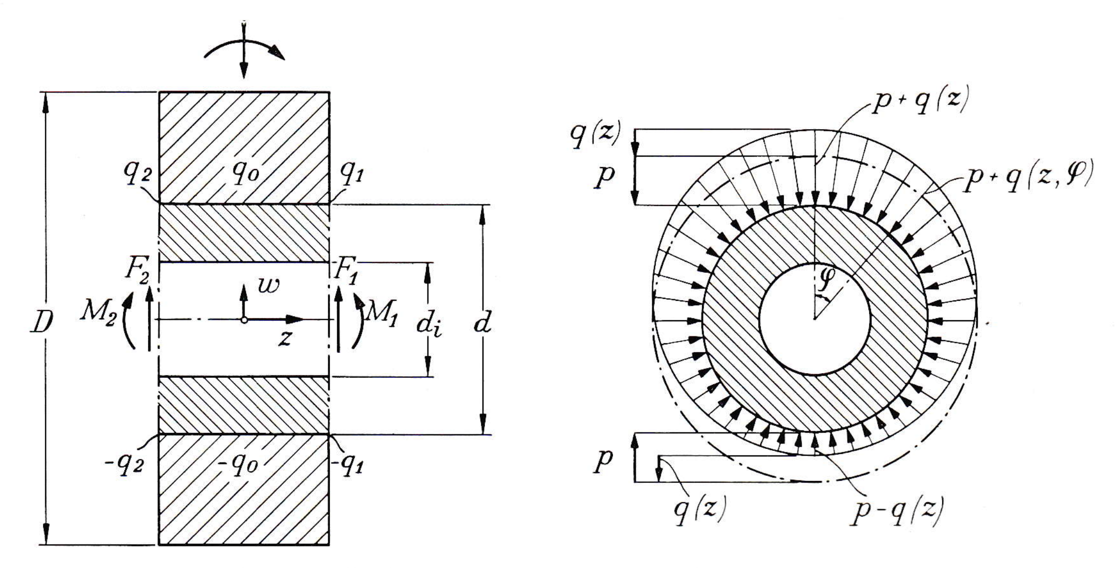


Fig. 1. Distribución de las presiones en una unión forzada bajo carga

Puede admitirse que se origina una distribución cosinusoidal de la presión.

$$q(z,\varphi) = q(z) \cos \varphi \quad \ldots \quad (2)$$

La carga origina así un aumento de presión en la parte superior de la unión (*fig. 1*) y una disminución igual en su parte inferior.

La fuerza transmitida por unidad de longitud por la superficie de ajuste de la unión se obtiene integrando (2)

$$Q(z) = \frac{d}{2} \int_0^{2\pi} q(z, \varphi) \cos \varphi \, d\varphi = \frac{\pi}{2} d\, q(z) \quad \ldots \quad (3)$$

Constante de cimbreo de la unión

Supóngase una rodaja delgada cortada a través de la pieza exterior y el eje mediante dos secciones próximas.

Debido a la flexión w de la línea elástica, se obtiene una compresión del material tanto en el eje como en la pieza exterior (*fig. 2*).

Si δ_i y δ_e son la compresión radial del material en el eje y en la pieza exterior respectivamente, el desplazamiento relativo entre el centro de las piezas será

$$w = \delta_i + \delta_e = e\, Q(z) \quad \ldots \quad (4)$$

representando e la constante de cimbreo de la unión.

El problema se simplifica considerablemente si

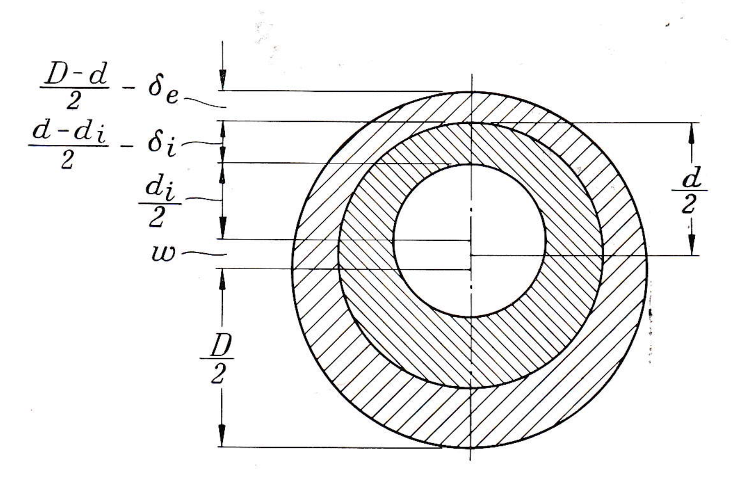


Fig. 2. Deformación de la unión

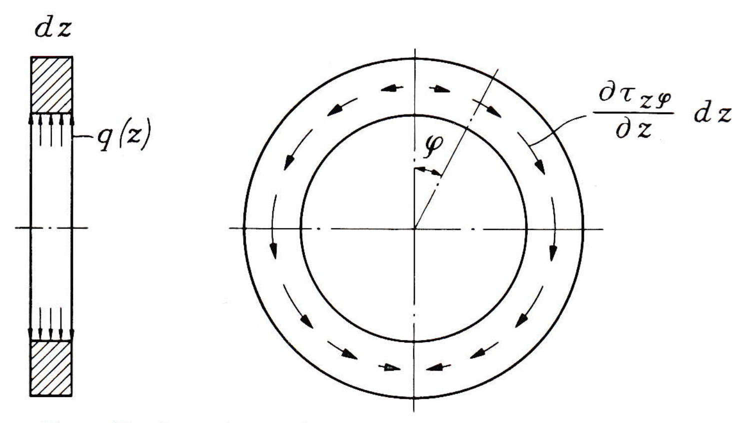


Fig. 3. Tensiones de cortadura en una sección de la pieza exterior

se supone que la constante de cimbreo e es la misma en diversas partes de la unión, o sea que es independiente de z.

Mediante esta hipótesis es posible, a partir de las teorías para vigas sobre base elástica, determinar la distribución de presión de la unión forzada.

La presión en el eje en sentido transversal da origen a una variación de la presión en la superficie de ajuste.

Sobre las caras de la rodaja se presentan tensiones de cortadura distribuídas en forma sinusoidal en sentido tangencial. La presión en la superficie de ajuste es absorbida por la diferencia de las tensiones de cortadura sobre las caras de la rodaja (*fig. 3*).

Puede estimarse la constante de cimbreo e de la unión substituyendo estas tensiones de cortadura, $\frac{\partial \tau_{z\varphi}}{\partial z}\, d z$, por una distribución sinusoidal de la presión de cortadura $\tau_{r\varphi}$ en la superficie de ajuste (*fig. 4*).

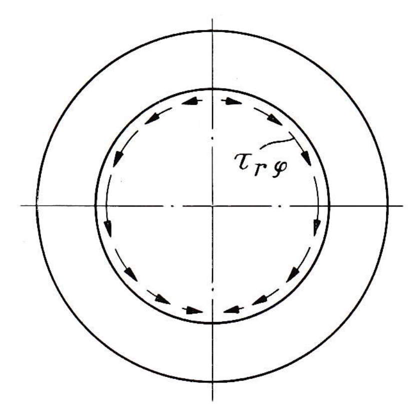


Fig. 4. Distribución supuesta de las tensiones de cortadura en la pieza exterior

Dado que el máximo de la tensión de cortadura se encuentra desplazado 90° en relación con el máximo de la variación de presión, esta simplificación del problema sólo afectará en pequeño grado el valor de la constante de cimbreo e.

De esta forma es posible indicar una solución bidimensional del problema simplificado.

El problema se resuelve introduciendo la función de tensión de Airy Φ, la cual para el problema considerado adopta la forma.

$$\Phi = \left(\alpha r^3 + \frac{\beta}{r}\right) \cos\varphi \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Las constantes arbitrarias α y β se determinan a partir de las condiciones en los bordes

$$\sigma_r = -\,q(z) \cos\varphi \text{ para } r = \frac{d}{2}$$

$$\sigma_r = 0\,;\ \tau_{r\varphi} = 0 \text{ para } r = \frac{d_i}{2} \text{ y } \frac{D}{2} \text{ respectivamente.}$$

de donde se obtienen las tensiones aplicando la función de tensión de Airy

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_\varphi &= \frac{\partial^2 \Phi}{\partial r^2} = \left[6\alpha r + \frac{2\beta}{r^3}\right] \cos\varphi \\
\sigma_r &= \frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \varphi^2} = \left[2\alpha r - \frac{2\beta}{r^3}\right] \cos\varphi \\
\tau_{r\varphi} &= -\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial \Phi}{\partial \varphi}\right) = \left[2\alpha r - \frac{2\beta}{r^3}\right] \sin\varphi
\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

La función de tensión Φ se ha elegido de modo que las tensiones se equilibren en el borde interior y que los desplazamientos en sentido radial y tangencial respectivamente sean funciones periódicas.

Introduciendo las relaciones de diámetro

$$c_i = \frac{d_i}{d} \quad ; \quad c_e = \frac{d}{D} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

se obtienen las tensiones en la *pieza interior*

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{q(z)}{1-c_i^4}\,\frac{2r}{d}\left[1-\left(c_i\frac{d}{2r}\right)^4\right]\cos\varphi \\ \sigma_\varphi &= -\frac{q(z)}{1-c_i^4}\,\frac{2r}{d}\left[3+\left(c_i\frac{d}{2r}\right)^4\right]\cos\varphi \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

para la *pieza exterior* rige

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{q(z)}{1-c_e^4}\,\frac{2r}{d}\left[\left(\frac{d}{2r}\right)^4 - c_e^4\right]\cos\varphi \\ \sigma_\varphi &= \frac{q(z)}{1-c_e^4}\,\frac{2r}{d}\left[3c_e^4+\left(\frac{d}{2r}\right)^4\right]\cos\varphi \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

la tensión radial para $\varphi = 0$, será

$$\varepsilon_r(0) = \frac{1}{E}\left[\sigma_r(0) - \nu\,\sigma_\varphi(0)\right] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

La compresión del material para $\varphi = 0$, se obtiene a partir de las integrales

$$\left.\begin{aligned} \delta_i &= -\int_{d_i/2}^{d/2} \varepsilon_r(0)\,dr = \frac{q(z)\,d}{4E}\,\frac{1-3\nu-c_i^2(1+\nu)}{1+c_i^2} \\ \delta_e &= -\int_{d/2}^{D/2} \varepsilon_r(0)\,dr = \frac{q(z)\,d}{4E}\,\frac{1+\nu-c_e^2(1-3\nu)}{1+c_e^2} \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

para la pieza interior y exterior respectivamente.

Partiendo de las fórmulas (3), (4) y (11) se obtiene la constante de cimbreo

$$e = \frac{1-\nu}{\pi E}\,\frac{1-c_i^2 c_e^2}{(1+c_i^2)(1+c_e^2)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Distribución de la presión en sentido axial

Si la flexión del eje en sentido transversal es w, según la teoría de vigas sobre base elástica, se obtendrá

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^4 w}{dz^4} &= -\frac{Q(z)}{EJ} \quad ; \quad w = e\,Q(z) \\ M(z) &= EJ\frac{d^2 w}{dz^2} \quad ; \quad F(z) = -EJ\frac{d^3 w}{dz^3} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (13)$$

Introduciendo la denominación $n = [4\,e\,EJ]^{-\frac{1}{4}}$ $\ldots\ldots\ldots\ldots$ (14)

se obtiene la solución general

$$\left.\begin{aligned} q(z) &= \frac{2\,Q(z)}{\pi d} = [A_1 \cos nz + B_1 \sin nz]\cosh nz + [C_1 \cos nz + D_1 \sin nz]\sinh nz \\ \frac{4n^2}{\pi d} M(z) &= -A_1 \sinh nz \sin nz + B_1 \sinh nz \cos nz - C_1 \cosh nz \sin nz + D_1 \cosh nz \cos nz \\ \frac{4n}{\pi d} F(z) &= A_1[\cosh nz \sin nz + \sinh nz \cos nz] - B_1[\cosh nz \cos nz - \sinh nz \sin nz] + \\ &\quad + C_1[\cosh nz \cos nz + \sinh nz \sin nz] + D_1[\cosh nz \sin nz - \sinh nz \cos nz] \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (15)$$

Las constantes arbitrarias A_1, B_1, C_1 y D_1 quedan así determinadas por las condiciones marginales que rigen en las caras extremas de la unión.

Tiene especial interés la variación máxima de presión en las caras q_1, y q_2 de la unión, así como la variación de presión en el plano central q_0 de la unión.

Existe una relación lineal entre la presión en un punto determinado de la superficie de ajuste y las fuerzas o momentos que son transmitidos a través del eje (véase la fig. 1).

Si la carga exterior da origen a los momentos M_1 y M_2 y a las fuerzas de cortadura resultantes F_1 y F_2 en las secciones 1 y 2 inmediatas a las caras de la pieza exterior, se obtiene

$$\left.\begin{aligned} q_0 &= X_0\,\frac{M_1+M_2}{d^3} + Y_0\,\frac{F_1+F_2}{d^2} \\ q_1 &= X\frac{M_1}{d^3} + x\frac{M_2}{d^3} + Y\frac{F_1}{d^2} + y\frac{F_2}{d^2} \\ q_2 &= X\frac{M_2}{d^3} + x\frac{M_1}{d^3} + Y\frac{F_2}{d^2} + y\frac{F_1}{d^2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (16)$$

El momento en el plano central del eje se obtiene a partir de

$$\frac{M_0}{d^3} = U_0 \frac{M_1+M_2}{d^3} + V_0 \frac{F_1+F_2}{d^2} \quad \ldots\ldots\ldots \ (17)$$

Para determinación de los coeficientes $x\ y\ X\ Y\ X_0\ Y_0\ U_0\ V_0$ es suficiente tratar el caso especial $F_2 = 0$; $M_2 = 0$ (fig. 1), con lo que las condiciones marginales serán para

$$\left.\begin{array}{ll} z = -\frac{B}{2}; & q(z) = q_2 = x\frac{M_1}{d^3} + y\frac{F_1}{d^2} \\ & M(z) = 0;\ F(z) = 0 \\ z = 0; & q(z) = q_0 = X_0\frac{M_1}{d^3} + Y_0\frac{F_1}{d^2} \\ & M(z) = M_0 = U_0 M_1 + V_0 F_1 d \\ z = \frac{B}{2}; & q(z) = q_1 = X\frac{M_1}{d^3} + Y\frac{F_1}{d^2} \\ & M(z) = M_1;\ F(z) = F_1 \end{array}\right\} (18)$$

A partir de las condiciones marginales se obtiene

$$\left.\begin{array}{l} X = \frac{2n^2d^2}{\pi}\left[\frac{\sinh nB - \sin nB}{\sinh nB + \sin nB} + \frac{\sinh nB + \sin nB}{\sinh nB - \sin nB}\right] \\ x = \frac{2n^2d^2}{\pi}\left[\frac{\sinh nB - \sin nB}{\sinh nB + \sin nB} - \frac{\sinh nB + \sin nB}{\sinh nB - \sin nB}\right] \\ Y = \frac{2nd}{\pi}\left[\frac{\cosh nB + \cos nB}{\sinh nB + \sin nB} + \frac{\cosh nB - \cos nB}{\sinh nB - \sin nB}\right] \\ y = \frac{2nd}{\pi}\left[\frac{\cosh nB + \cos nB}{\sinh nB + \sin nB} - \frac{\cosh nB - \cos nB}{\sinh nB - \sin nB}\right] \\ X_0 = \frac{4n^2d^2}{\pi}\,\frac{\sinh\frac{nB}{2}\cos\frac{nB}{2} - \cosh\frac{nB}{2}\sin\frac{nB}{2}}{\sinh nB + \sin nB} \\ Y_0 = \frac{4nd}{\pi}\,\frac{\cosh\frac{nB}{2}\cos\frac{nB}{2}}{\sinh nB + \sin nB} \\ U_0 = \frac{\cosh\frac{nB}{2}\sin\frac{nB}{2} + \sinh\frac{nB}{2}\cos\frac{nB}{2}}{\sinh nB + \sin nB} \\ V_0 = \frac{1}{nd}\,\frac{\sinh\frac{nB}{2}\sin\frac{nB}{2}}{\sinh nB + \sin nB} \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

obteniendo para uniones estrechas, en que $B \to 0$, los valores límites

$$\left.\begin{array}{l} X = -x = \frac{12}{\pi}\left(\frac{d}{B}\right)^2;\ Y = \frac{8}{\pi}\frac{d}{B};\ y = -\frac{4}{\pi}\frac{d}{B} \\ X_0 = 0;\ Y_0 = \frac{2}{\pi}\frac{d}{B};\ U_0 = \frac{1}{2};\ V_0 = \frac{B}{8d} \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

Estos valores límites corresponden a una distribución lineal de la presión en la superficie de ajuste.

Para uniones anchas son válidos los valores límites para $B \to \infty$

$$\left.\begin{array}{l} X = \frac{2}{\pi}\frac{d^2}{\sqrt{eEJ}};\ Y = \frac{4}{\pi}\frac{d}{\sqrt[4]{eEJ}} \\ x = y = X_0 = Y_0 = U_0 = V_0 = 0 \end{array}\right\} \ldots\ldots (21)$$

Estos valores límites dependen de la constante de cimbreo e y de la rigidez a la flexión del eje EJ.

Introduciendo el momento de inercia del eje

$$J = \frac{\pi(d^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi d^4}{64}(1 - c_i^4) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

se tendrá a partir de las igualdades (12), (14) y (22)

$$nd = 2\sqrt[4]{\frac{1 + c_e^2}{(1-\nu)(1-c_i^2)(1-c_i^2 c_e^2)}} \quad \ldots\ldots \quad (23)$$

En la tabla 1 se indican los valores calculados del coeficiente.

Tabla 1

d/D	B/d	X_0	Y_0	X	Y	x	y	U_0	V_0
Eje macizo									
0,3	0,5	−0,326	1,24	16,1	5,17	−14,8	−2,49	0,492	0,0616
0,3	0,75	−0,696	0,731	8,58	3,64	− 5,76	−1,52	0,461	0,0875
0,3	1,0	−1,08	0,390	6,74	3,06	− 2,23	−0,903	0,392	0,102
0,3	1,5	−1,37	−0,0586	6,36	2,85	0,186	−0,152	0,177	0,0817
0,5	0,5	−0,373	1,23	16,2	5,18	−14,7	−2,48	0,491	0,0615
0,5	0,75	−0,791	0,715	8,83	3,67	− 5,62	−1,49	0,456	0,0866
0,5	1,0	−1,21	0,361	7,11	3,13	− 2,05	−0,860	0,379	0,0988
0,5	1,5	−1,44	−0,0890	6,81	2,95	0,273	−0,115	0,155	0,0746
0,8	0,5	−0,480	1,22	16,5	5,20	−14,6	−2,46	0,487	0,0610
0,8	0,75	−1,01	0,677	9,42	3,75	− 5,30	−1,44	0,444	0,0846
0,8	1,0	−1,49	0,296	7,97	3,28	− 1,65	−0,764	0,350	0,0925
0,8	1,5	−1,57	−0,146	7,81	3,15	0,421	−0,0447	0,114	0,0608
Eje hueco $d_i = 0,5\,d$									
0,3	1,0	−1,39	0,321	7,64	3,22	− 1,81	−0,800	0,361	0,0949
0,5	1,0	−1,59	0,275	8,26	3,32	− 1,53	−0,733	0,341	0,0904
0,8	1,0	−2,06	0,163	9,86	3,59	− 0,495	−0,572	0,291	0,0796

Presiones del material en la unión por prensa

En una unión forzada del mismo material en las piezas interior y exterior, se origina una presión p en la superficie de ajuste debido al aprieto diametral Δ entre las piezas de la unión.

$$p = \frac{E\Delta}{2d}\,\frac{(1-c_i^2)(1-c_e^2)}{1-c_i^2 c_e^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

siendo c_i y c_e la relación entre el diámetro interior y exterior en las piezas interior y exterior respectivamente de la unión.

Bajo la acción de cargas exteriores se produce una variación de la presión en la superficie de ajuste. En una sección de coordenada z la variación de presión será $p \pm q\,(z)$.

Mientras $p \geqq q\,(z)$ no se perderá el contacto en ningún punto de la superficie de ajuste de la unión, admitiéndose que esta condición rige en toda la superficie de ajuste.

En las secciones 1 y 2 de las caras de la unión, el eje transmite los respectivos momentos flectores $M(z) = M_1$ y M_2 y los respectivos momentos de giro $M_t(z) = M_{t1}$ y M_{t2}. La variación de presión en la superficie de ajuste en las respectivas caras será $q(z) = q_1$ y q_2.

En el plano central de la unión el momento flector soportado por el eje es $M(z) = M_0$ y la variación de presión $q(z) = q_0$.

Las tensiones que se presentan en el eje a consecuencia de los momentos flectores y giratorios transmitidos se expresan en las magnitudes auxiliares

$$m = \frac{32}{\pi} \frac{M(z)}{d^3 q(z)} \; ; \; m_t = \frac{16}{\pi(1+c_i^2)} \frac{M_t(z)}{d^3 p} \quad \ldots . (25)$$

Las tensiones originadas por los momentos flectores y de giro en la pieza exterior de la unión, son pequeñas y pueden por ello omitirse.

Tampoco se tiene en cuenta el momento de giro en el plano central de la unión, o sea

$$M_t(z) \approx 0 \text{ para } z = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Las tensiones se calculan según la tabla 2.

Tabla 2

Tensión		Núcleo	Pieza exterior
	en la superficie de contacto $r = \frac{d}{2}$		
σ_r		$-p \mp q(z)$	$-p \mp q(z)$
τ_φ		$-\frac{1+c_i^2}{1-c_i^2} p \mp \frac{3+c_i^4}{1-c_i^4} q(z)$	$\frac{1+c_e^2}{1-c_e^2} p \pm \frac{1+3c_e^4}{1-c_e^4} q(z)$
σ_z		$\mp \frac{m}{1-c_i^4} q(z)$	≈ 0
$\tau_{r\varphi}$		$\frac{m_t}{1-c_i^2} p$	≈ 0
	$d_i = 0$ $r = 0$	en el agujero del eje hueco $r = \frac{d_i}{2}$	en la superficie exterior $r = \frac{D}{2}$
σ_r	$-p$	0	0
σ_φ	$-p$	$-\frac{2p}{1-c_i^2} \mp \frac{4c_i}{1-c_i^4} q(z)$	$\frac{2c_e^2}{1-c_e^2} p \pm \frac{4c_e^3}{1-c_e^4} q(z)$
σ_z	0	$\mp \frac{c_i m}{1-c_i^4} q(z)$	≈ 0
$\tau_{r\varphi}$	0	$\frac{c_i m_t}{1-c_i^2} p$	≈ 0

El momento de giro transmitido por el eje se supone sea de magnitud constante dando, por lo tanto, lugar a un esfuerzo de cortadura constante. Se ha prescindido para ello de las tensiones complementarias que pueden presentarse en el eje en caso de oscilaciones de torsión.

Se admite que las fuerzas externas y los momentos flectores sean de magnitud y sentido constantes. En la rotación del eje producen tensiones variables, las cuales se superponen a las tensiones estáticas originadas por el aprieto.

Las tensiones están por lo tanto compuestas de dos partes: una parte estática (tensión central), y una parte dinámica (amplitud). Designando a la tensión central por el subíndice m y la amplitud por el subíndice a se tendrá por consiguiente

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_r = \sigma_{rm} \pm \sigma_{ra} \; ; \; \sigma_\varphi = \sigma_{\varphi m} \pm \sigma_{\varphi a} \\ \sigma_z = \sigma_{zm} \pm \sigma_{za} \; ; \; \tau_{r\varphi} = \tau_{r\varphi m} \pm \tau_{r\varphi a} \end{array}\right\} \ldots\ldots \quad (27)$$

Para apreciar la resistencia de la unión se calcula una tensión equivalente σ, que se refiere a las condiciones existentes en la tracción unilateral. También esta tensión equivalente puede suponerse compuesta de una parte estática σ_m y una parte dinámica σ_a.

$$\sigma = \sigma_m \pm \sigma_a \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

Tanto σ_m como σ_a se determinan cada una de por sí según la hipótesis de von Mise, o sea a partir del trabajo de desviación originado por la carga estática y dinámica respectivamente.

Para ello rige

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_m^2 = [\sigma_{rm} - \sigma_{\varphi m}]^2 + [\sigma_{zm} - \sigma_{rm}]\,[\sigma_{zm} - \sigma_{\varphi m}] + 3\,\tau^2_{r\varphi m} \\ \sigma_a^2 = [\sigma_{ra} - \sigma_{\varphi a}]^2 + [\sigma_{za} - \sigma_{ra}]\,[\sigma_{za} - \sigma_{\varphi a}] + 3\,\tau^2_{r\varphi a} \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Tabla 3

Tensión		$\sigma = \sigma_m \pm \sigma_a$	
		Núcleo	Pieza exterior
		en la superficie de contacto $r = \frac{d}{2}$	
σ_m		$\frac{p}{1-c_i^2}\sqrt{1+3(c_i^4+m_t^2)}$	$\frac{p}{1-c_e^2}\sqrt{c_e^4+3}$
σ_a		$\frac{q(z)}{1-c_i^4}\sqrt{3(1+c_i^4)^2+(m-2)^2}$	$\frac{q(z)}{1-c_e^4}\sqrt{3(1+c_e^4)^2+4c_e^8}$
	$d_i=0$ $r=0$	en el agujero del eje hueco $r = \frac{d_i}{2}$	en la superficie exterior $r = \frac{D}{2}$
σ_m	p	$\frac{p}{1-c_i^2}\sqrt{4+3c_i^2 m_t^2}$	$\frac{2c_e^2}{1-c_e^2}\,p$
σ_a	0	$\frac{c_i\,q(z)}{1-c_i^4}\sqrt{12+(m-2)^2}$	$\frac{4c_e^3}{1-c_e^4}\,q(z)$

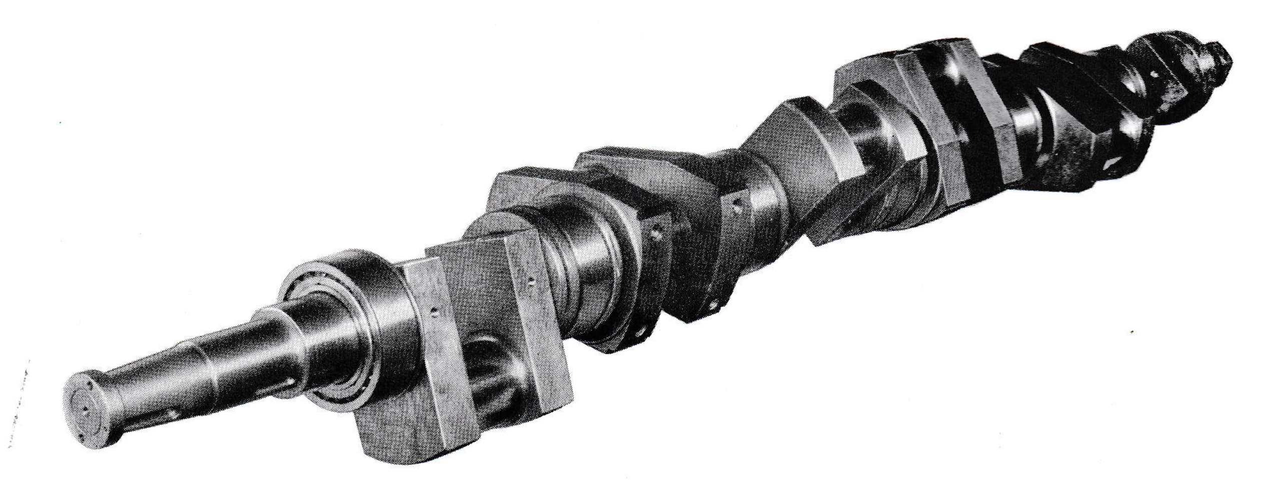


Fig. 5. Eje cigüeñal de motor con uniones a presión de aceite

Introduciendo los valores de la tensión central y la amplitud consignados en la tabla 2, se obtienen las tensiones equivalentes indicadas en la tabla 3.

El riesgo de que se presenten deformaciones plásticas o fatiga a consecuencia de las variaciones de tensión, se juzga considerando el límite de elasticidad y resistencia a la fatiga del material.

Resumen

La teoría corriente para uniones forzadas se basa en suponer que la presión entre el eje y la pieza exterior se distribuye uniformemente por la superficie de ajuste. Esta suposición no es válida si la unión es sometida a fuerzas exteriores o momentos, como ocurre por ejemplo en cubos de ruedas dentadas o en cigüeñales.

Las fuerzas exteriores o momentos dan lugar a una variación de presión, que puede determinarse a partir de la fórmula (16), pudiendo obtener los coeficientes que la misma contiene a partir de la fórmula (19) o la tabla 1.

Con esta teoría puede comprobarse que la presión total entre la pieza interior y exterior no desaparezca en ningún punto de la superficie de ajuste.

En las tablas 2 y 3 se consignan las variaciones de tensión que se presentan en las piezas respectivas de la unión bajo carga y que por consiguiente deben constituir la base para comprobación de la resistencia de la unión. La teoría indicada tiene especial importancia para uniones con ejes huecos.

Esta teoría presupone que la pieza exterior pueda considerarse rígida a la flexión y que el rozamiento en la superficie de ajuste no necesite tenerse en cuenta, en el cálculo de las tensiones. Debido al rozamiento en la superficie de ajuste y a la flexión en la pieza exterior, la variación de presión bajo carga será en realidad inferior a la calculada teóricamente.

SKF

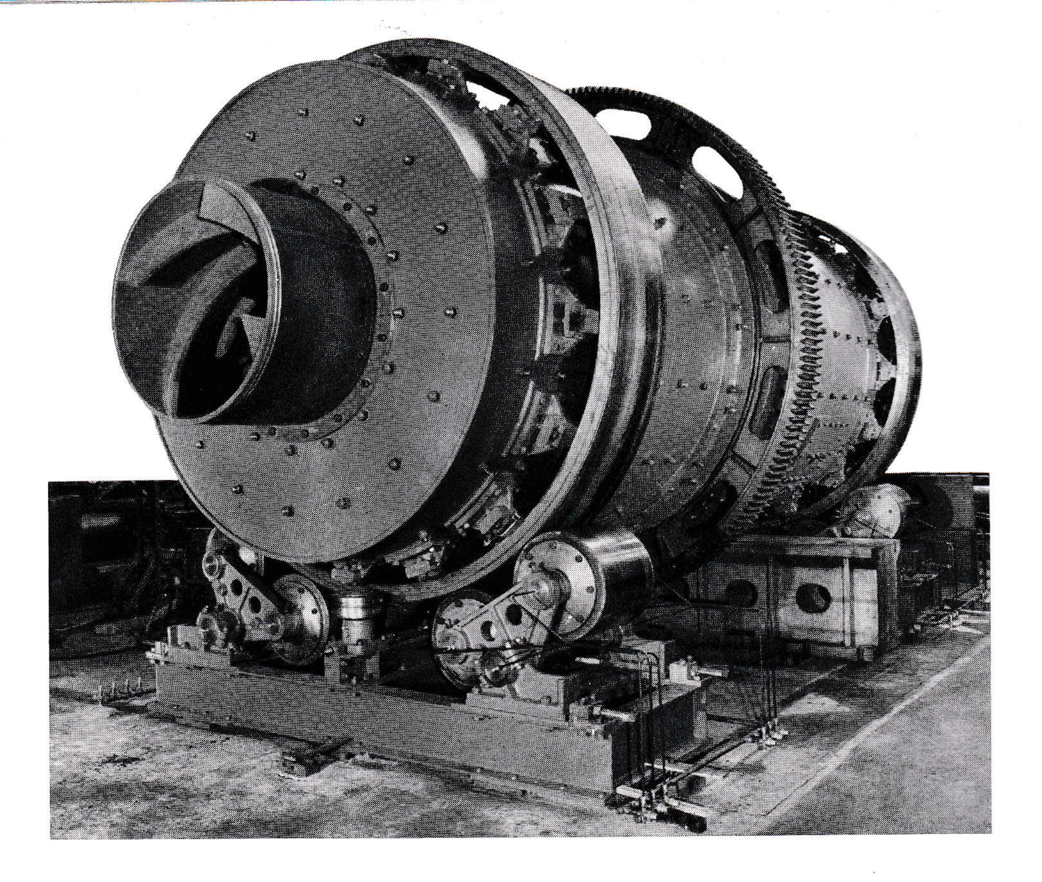


Fig. 1

Tambor lavador de respetables dimensiones

Reg. 842 9

La firma británica General Electric Company Ltd. of England, Fraser & Chalmers Engineering Works, Erith, Kent, han construído para una empresa en el Africa Occidental inglesa, el tambor de lavado representado en la *fig. 1*, el cual está destinado a lavar 400 toneladas de mineral de manganeso por hora, con un tamaño máximo de los trozos de aprox. 125 mm. En su parte interior el tambor está provisto de varias palas o aletas, que por una parte conducen el mineral del extremo de entrada al de salida, y por otra parte lo remueven de modo que resulte un lavado eficaz del mismo. Durante el funcionamiento pasa un chorro de agua a través del tambor desde el extremo de entrada al de salida, arrastrando arcilla y otras impurezas, separándolas del mineral.

Fig. 2. Rodillos de apoyo para el tambor lavador de mineral

Las características de la máquina son:

Diámetro aprox. del tambor	2,4 m (8 pies)
Longitud aprox. del tambor	7,3 m (24 pies)
Velocidad del tambor	14—18 r.p.m.
Potencia del motor	150 HP
Velocidad del motor	1450 r.p.m.
Peso de la máquina	76 t

El tambor es accionado por el motor a través de un engranaje de tornillo sin fin.

El tambor descansa sobre ocho rodillos, cada uno de los cuales va montado sobre dos rodamientos de rodillos a rótula 22322. Los dos rodillos que guían el tambor en sentido axial van montados sobre dos rodamientos de rodillos a rótula 22314, cada uno. El eje de accionamiento, que gira a 144 r.p.m., está alojado en dos soportes SD 22540 CF.



Fig. 1

Catapulta para aviones, con rodamientos SKF

Reg. 834 51

La firma francesa Société Industrielle d'Aviation Latécoère, de Toulouse, ha proyectado una catapulta para aviones con las siguientes posibilidades:

Despegue de aviones de 6000 kg de peso con una velocidad de lanzamiento de 55 m/s

Despegue de aviones de 5500 kg de peso con una velocidad de lanzamiento de 68 m/s

Despegue de aviones de 4500 kg de peso con una velocidad de lanzamiento de 75 m/s

En 5 minutos pueden despegar cinco aviones y tras 40 minutos hay posibilidad de lanzar otros cinco aviones en 5 minutos.

La catapulta puede ser estacionaria, montándola en un lugar totalmente protegido (por ejemplo en una cavidad en la montaña), o transportable, de modo que pueda montarse en lugar apropiado, a donde es transportada en seis piezas mediante un tractor. En la *fig. 1* puede apreciarse el exterior y dimensiones de la catapulta.

Los aviones que hayan de ser lanzados llevan el tren de aterrizaje plegado y descansan sobre un carro, el cual mediante un cable de acero que pasa sobre una polea de guía está acoplado a un émbolo accionado por aire comprimido. El carro es frenado por un cable de acero que atraviesa la catapulta según puede verse en la fig. 1, cuyos extremos están unidos cada uno a un amortiguador hidráulico, pasando por dos motones de cuatro roldanas.

Para el frenado el cable de acero entra en contacto con el carro en una ranura en la parte anterior de este último, véase la *fig. 2*. Las longitudes de los recorridos de despegue y frenado son 50 y 14 m respectivamente.

Fig. 2. Carro de la catapulta para aviones



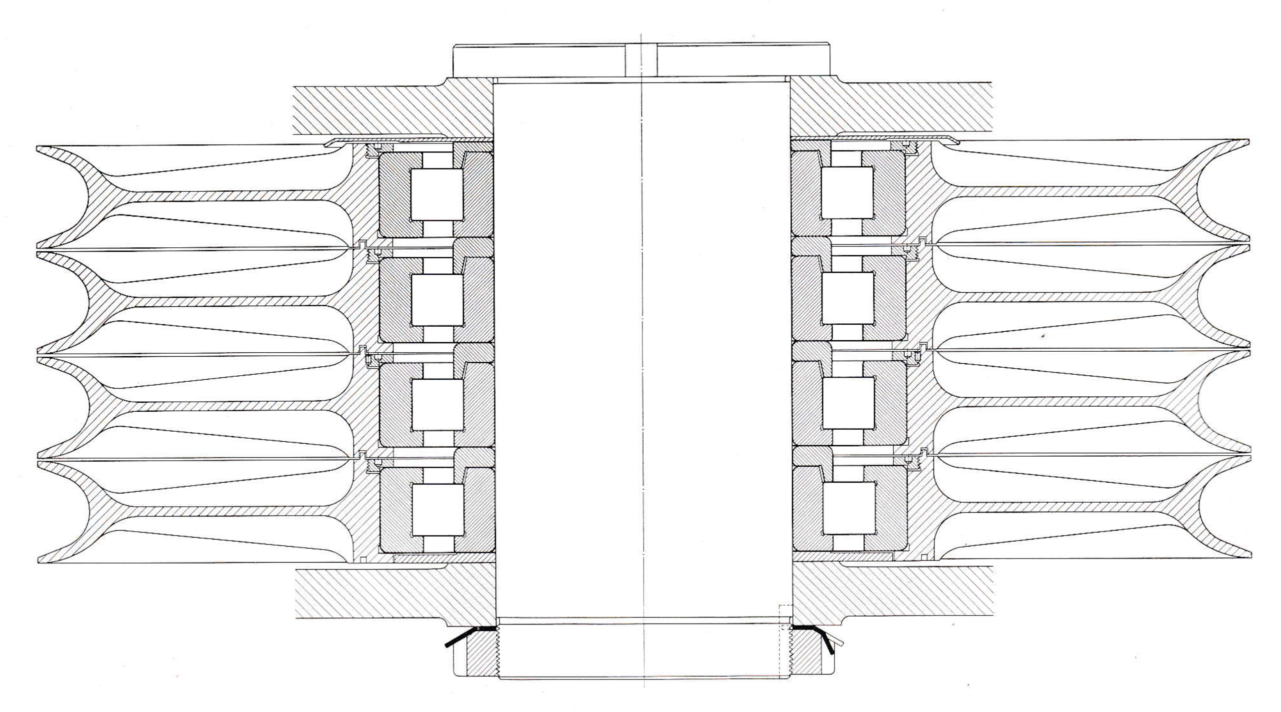


Fig. 3. Aplicación de rodamientos a las roldanas del dispositivo de freno

El cilindro por el que se desliza el émbolo de lanzamiento tiene un diámetro de 0,40 m y una longitud de 70 m siendo la presión máxima de lanzamiento 46 kg/cm². Mediante un tanque de aire es posible regular la presión del cilindro de modo que corresponda al peso y velocidad de lanzamiento del avión. El cable de acero utilizado para el lanzamiento tiene un diámetro de 50 mm y una resistencia a la rotura de 138 t. El diámetro del cable de frenado es de 45 mm y su resistencia a la rotura de 110 t.

La polea de guía para el cable de lanzamiento gira sobre 2 rodamientos de rodillos cilíndricos NH 236 V/C1, colocados uno junto al otro. La polea tiene un metro de diámetro. Los rodamientos soportan en total una carga de 116 t a la velocidad máxima de 1430 r.p.m. La duración del período de carga es de 1 segundo y la aceleración máxima 88 m/s².

Las 16 roldanas del dispositivo de frenado van montadas en cuatro motones, dos fijos y dos móviles. Cada una de las roldanas está montada sobre un rodamiento de rodillos cilíndricos NH 236 V/C1, véase la *fig. 3,* que soporta una carga de 72 t a 1100 r.p.m.; la fuerza de tracción en el cable es de 36 t. Un período de frenado tiene una duración de 0,3 segundos, y la aceleración máxima puede ascender a 1000 m/s². La polea de freno da durante este período cuatro vueltas.

Las condiciones de servicio de los rodamientos indicados son difíciles, teniendo en cuenta las grandes aceleraciones a que son sometidos, por cuyo motivo se eligieron rodamientos sin corona y con un número completo de rodillos. De esta forma se suprime la elevada presión entre rodillos y corona que se requiriría para acelerar esta última a las elevadas aceleraciones indicadas.

Para distribuir la gran carga sobre los rodamientos en el máximo número posible de rodillos y para evitar el deslizamiento entre los rodillos y los caminos de rodadura en los aros, se emplean rodamientos con juego interno muy pequeño. Tanto para el aro exterior como para el interior, se emplean ajustes fuertes. Como lubricante se utiliza la grasa SKF-63, que es bastante suave y no frena la rotación de los rodillos.

Fig. 1. Perspectiva de Kiirunavaara

Vagones y rodillos de transporte en LKAB

Reg. 832 41:836 1

El empleo de rodamientos en toda clase de dispositivos de transporte en una mina moderna, debe actualmente considerarse como algo natural. LKAB empezó a equipar su material móvil con rodamientos SKF ya en el año 1913, y las experiencias de los 13 primeros años se reseñaron en la Revista de Cojinetes a Bolas núm. 5-1927, de donde citamos lo siguiente: «Los primeros ensayos hallaron algunos detractores, pues se temía que los rodamientos de bolas, bien pulidos y de alta precisión, fuesen expuestos a los rigores del clima y al tratamiento brutal del material en las minas. Sin embargo, los resultados han demostrado que las condiciones climatéricas no han alterado en modo alguno el buen funcionamiento de los rodamientos y que el dispositivo de obturación de los soportes puede con facilidad hacérsele eficaz contra la penetración de la nieve derretida y del barro.»

Tal como se desprende de lo citado, los ensayos con rodamientos en los vagones de transportes durante los primeros años dieron resultados muy satisfactorios, y la introducción de rodamientos ha continuado con gran rapidez. En el curso de los años los montajes han sido naturalmente modificados y mejorados, y hoy hemos



Fig. 2. Volquete de 6 t (vagón Norberg) que ya en 1913 se equipó con rodamientos SKF (cojinete para vagoneta). Fotografía tomada en 1926

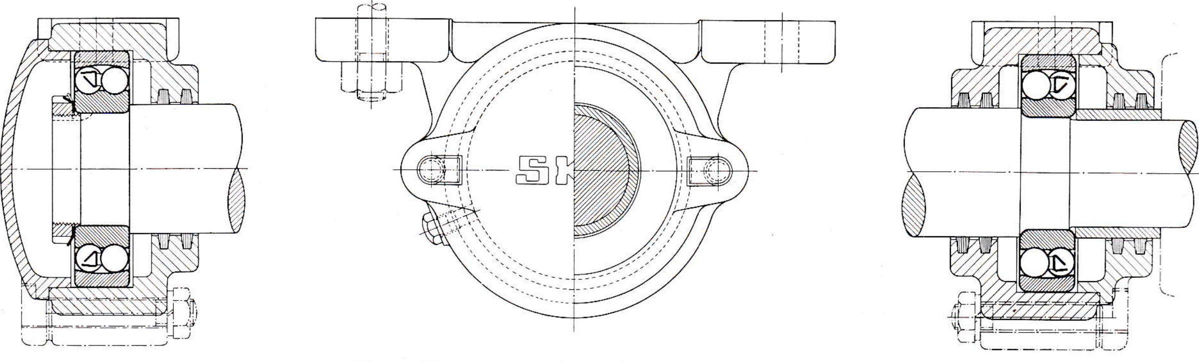


Fig. 3. Ejecución moderna de cojinete para vagoneta

llegado al punto en que las aplicaciones de rodamientos a vagones de minas se han normalizado en Suecia.

Los primeros vagones de minas que se proveyeron de rodamientos fueron los vagones Norberg, que estaban provistos con los que generalmente se denominan cojinetes para vagonetas, véase la *fig. 2*. La *fig. 3* representa la ejecución actual de los cojinetes para vagonetas (véase también el impreso de SKF, TSP 429). Las ruedas de estos vagones Norberg se montaban, por lo tanto, sobre un eje giratorio alojado en un soporte fijo. Con tal ejecución pueden ambas ruedas montarse a contracción sobre el eje, pero muchas veces se deja una de las ruedas locas sobre el eje, de modo que en curvas muy cerradas pueda girar en relación a la otra rueda, con lo que el vagón pasa más fácilmente por las curvas y desvíos, al mismo tiempo que el desgaste de la llanta con el rail es menor. Esta construcción tiene sin embargo el inconveniente de que las ruedas se desgastan contra el eje. Se ha procurado eliminar el desgaste proveyendo estas ruedas locas con cojinetes de fricción, pero aunque éstos se lubricasen, de lo cual por lo demás se olvidaban frecuentemente, no podían evitarse repetidas reparaciones.

Para solventar estas dificultades se ha adoptado el principio de rueda loca sobre eje fijo, habiendo modificado los vagones Norberg, y aplicando los rodamientos según se aprecia en la *fig. 4*. Las ruedas locas están provistas, como puede verse, de dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas (6212). El peso de este vagón, incluída la carga, era de 4,5 t y la velocidad máxima, aproximadamente 10 km/h. Estos vagones han corrido por una vía relativamente bien tendida. Los ejes se monta-

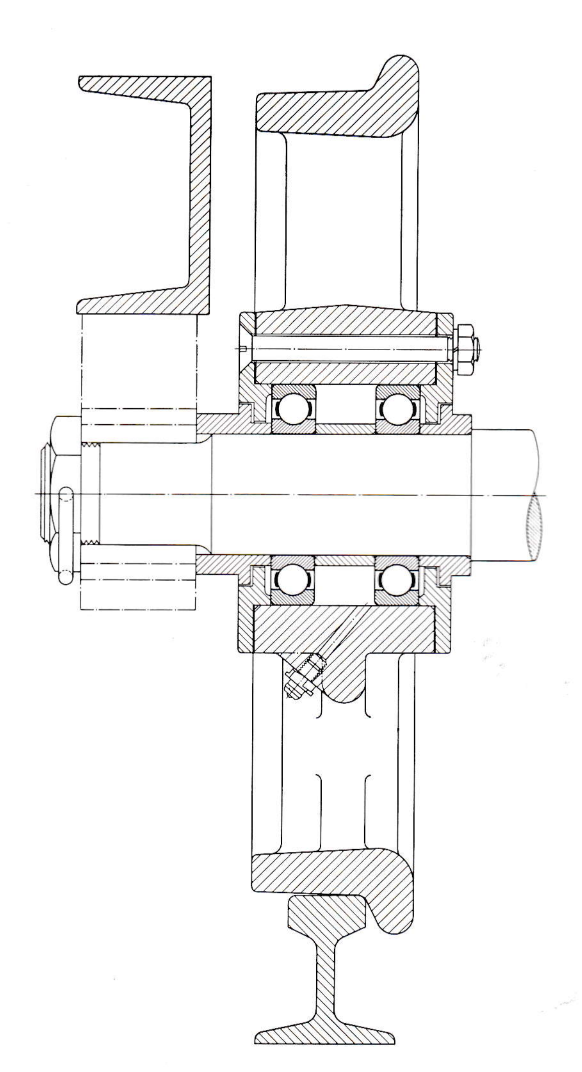


Fig. 4. Aplicación de rodamientos a un vagón Norberg modernizado

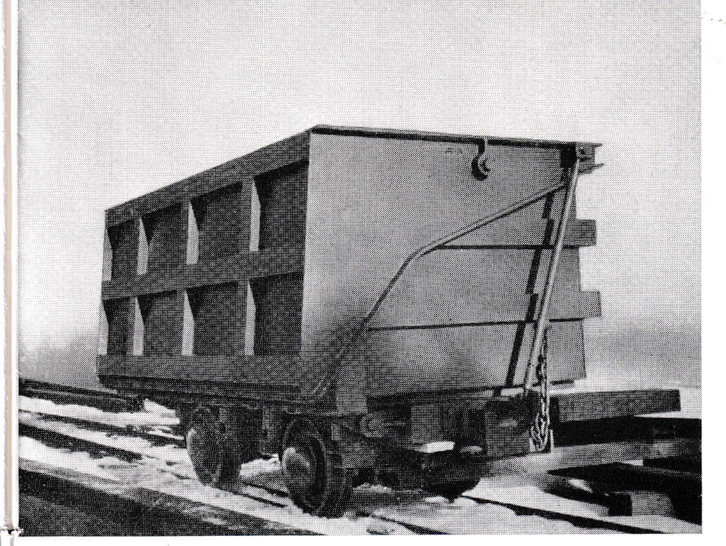


Fig. 5. Vagones Granby de vuelco lateral
Cabida 3 m³
Capacidad de carga 10—15 t
Tara 3,5 t

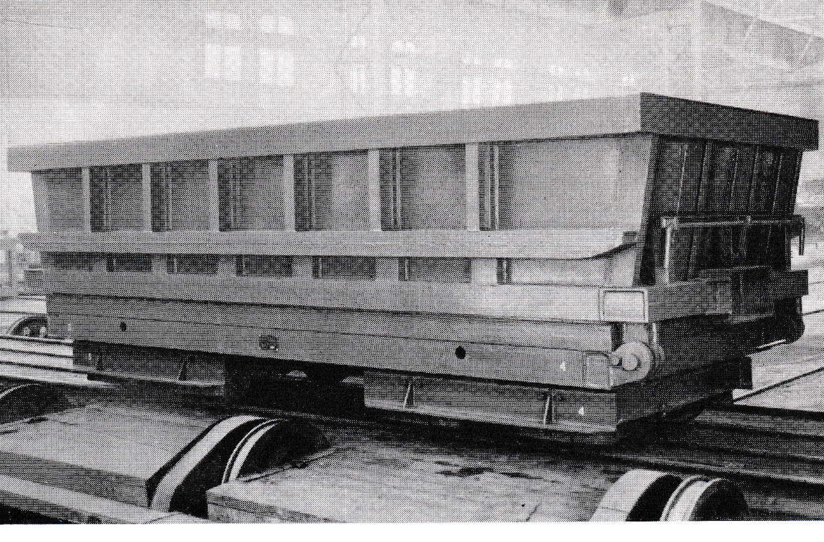


Fig. 6. Vagones de descarga de mineral por el fondo, de construcción LKAB
Cabida 7 m³
Capacidad de carga 20—25 t
Tara 7,5 t

ban primero en ballestas, las cuales posteriormente se sustituyeron por casquillos de goma de mejor resultado. Como obturación se han empleado collares de laberinto. De 3000 a 4000 de estos vagones han estado en servicio dando resultados especialmente buenos, a pesar de haber trabajado en gran parte al exterior, con nieve y frío muy intenso.

Basándose en esta buena experiencia se han ido aplicando a unidades de vagones más pesadas, con lo que se ha podido reducir la fuerza de tracción requerida por tonelada de mineral. El vagón Granby, véase la *fig. 5*, entró en servicio algo después de 1920, cuando se había empezado a emplear la construcción de rueda que continúa considerándose la mejor rueda loca sobre rodamientos de rodillos cónicos. Este tipo de rodamiento es el que proporciona el montaje más económico para grandes cargas. El vagón es de dos ejes, carga 10—15 t y está destinado a velocidades de hasta 25 km/h. Tal como ya se ha mencionado, la ejecución con ruedas locas ha demostrado proporcionar el mínimo desgaste en todo el material, habiéndose confirmado esta experiencia aún tratándose de elevadas velocidades. Para las grandes ampliaciones efectuadas en estos últimos años por LKAB, se ha introducido un nuevo tipo de vagón, véase la *fig. 6*, que consiste en un vagón bogie pesando 7,5 t y cargando 20—25 t. También en este caso se ha conservado naturalmente el principio de rueda loca, pero para conseguir una mayor estabilidad de estos pesados vagones se ha tenido que disponer la suspensión de los ejes al exterior de las ruedas. Las ruedas van por consiguiente montadas sobre eje pasante y están provistas de rodamientos de rodillos cónicos, pudiendo apreciarse su disposición en la *fig. 7*. Dado que se trataba de un gran número de vagones, era también muy importante el coste de los rodamientos, habiéndose por ello esforzado en mantener las dimensiones tanto de los rodamientos como de las manguetas lo más reducidas posible, sin prescindir de la condición de que su duración debía ser larga. Se ha realizado por ello un detallado cálculo que al final ha resultado en que la susodicha cons-

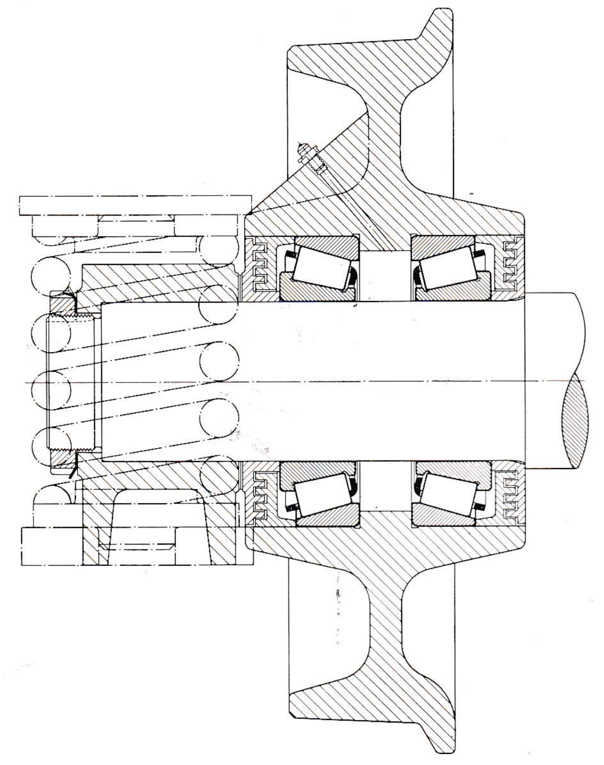
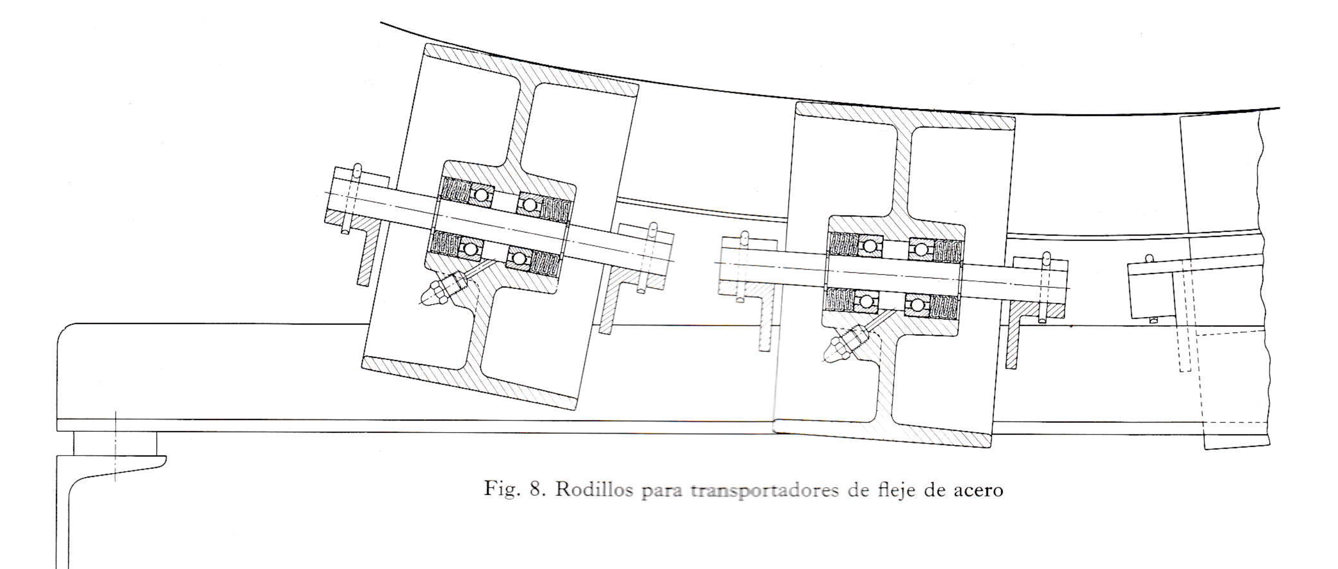
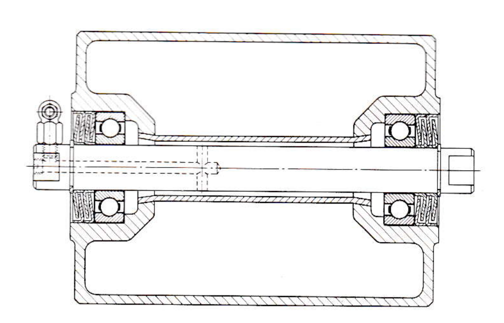


Fig. 7. Aplicación de rodamientos al vagón de la fig. 6


Fig. 8. Rodillos para transportadores de fleje de acero


Fig. 9. Rodillo para transportador de cinta de goma

trucción se adoptase como norma sueca para ruedas de vagón de transporte destinados a servicios pesados. Puede tener interés mencionar que para estos juegos de ruedas se probó un dispositivo elástico de goma, pero éste no resistió las grandes cargas, proveyéndose ahora los ejes de muelles de compresión, que funcionan bien.

En la elección de una aplicación apropiada deben naturalmente también tenerse en cuenta las posibilidades de montar y desmontar fácilmente las ruedas. Los rodamientos de rodillos cónicos

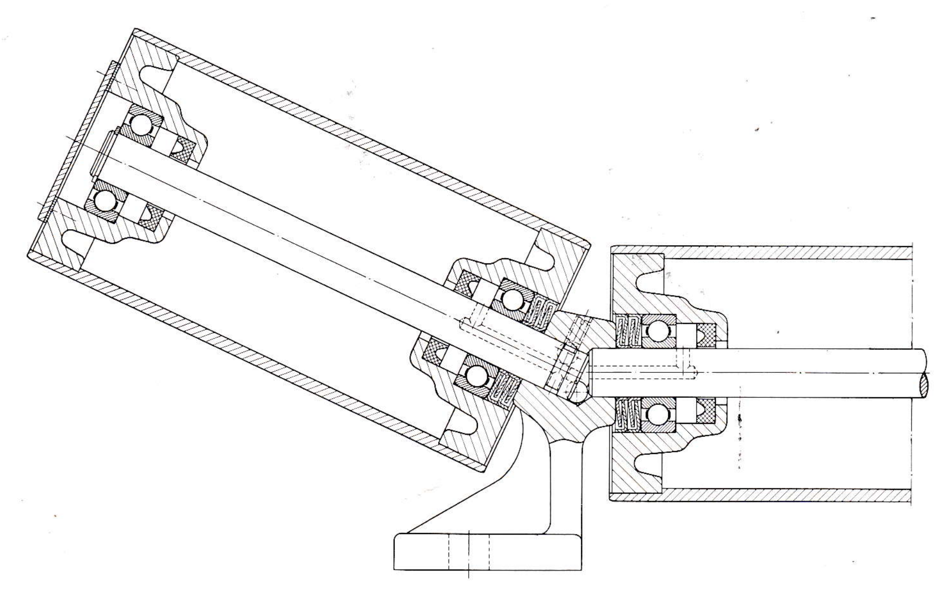

Fig. 10. Rodillos para transportador de cinta



Fig. 11. Transportador de cinta para ganga, en la instalación clasificadora de LKAB. Aplicación de rodamientos a los rodillos según la fig. 9

Características de cada transportador
Anchura de la cinta 600 mm
Longitud total de la cinta aprox. 100 m
Capacidad 200 t/h
Velocidad de la cinta 1,5 m/s
Potencia del motor 10 HP

deben ajustarse correctamente, pero esto no origina ninguna dificultad, puesto que los vagones para su revisión siempre se llevan a los talleres, donde hay personal habituado a cuidar de ellos.

Se han probado diversas obturaciones, y tras largas experiencias se han adoptado exclusivamente obturaciones torneadas de laberinto, las cuales sufren un desgaste poco apreciable. Al efectuar el montaje, las obturaciones y los cubos se llenan totalmente con grasa, que impide la penetración de suciedad y agua. Para aumentar la protección de los rodamientos se proveen las ruedas de engrasadores, para hacer posible una relubricación regular. El intervalo entre las relubricaciones depende naturalmente de las condiciones de servicio, siendo en general suficiente una o un par de veces al año.

Aparte de los vagones de mina, el mineral se transporta en gran extensión mediante transportadores de cinta, los cuales hacen posible un transporte continuo, tanto en plano horizontal como entre diferentes niveles. Se emplean robustas cintas de goma o en ciertos casos, para los transportadores más pesados, fleje de acero revestido de goma.

Las cintas transportadoras descansan sobre rodillos, que pueden ejecutarse de muchas formas distintas. Las *figs. 8* y *9* representan la construcción de los rodillos portantes para un transportador de fleje de acero y para un transportador de cinta de goma. En la *fig. 10* puede verse otra ejecución de rodillos portantes. El transportador de cinta de goma representado en la *fig. 11* lleva rodillos portantes ejecutados según la fig. 9, y según se desprende de las figuras, el eje es fijo, mientras que el rodillo gira sobre dos rodamientos rígidos de una hilera de bolas. Los rodillos de esta clase son de fácil montaje y ejecución relativamente económica. Las obturaciones deben realizarse como laberintos y en los montajes aquí representados consisten en platinas Z de SKF. Los rodillos están provistos de engrasadores, debiendo ajustar la relubricación a las condiciones de servicio. De una a cuatro veces al año puede considerarse normal. Puede dar una idea sobre la magnitud de estas cintas el saber que el mecanismo de accionamiento para el transportador de fleje de acero, cuya construcción de rodillos se representa en la fig. 8, es de 450 HP.

Aparte de los rodillos portantes, se montan naturalmente rodamientos también, tanto en los tambores de accionamiento y tensión, como en los motores y engranajes.

Impreso en febrero de 1959

UDK 522.2.396.621:621.822.3

SCHENK, OTTO: *Radiotelescopio.*
Revista de cojinetes a bolas núm. 3/1958, págs. 50—54.

Desde hace varios años se emplean radiotelescopios para estudios astronómicos. El radiotelescopio consiste en antenas, también llamadas espejos, de muy grandes dimensiones, las cuales pueden girar alrededor de dos ejes, que son el horario o polar y, perpendicularmente a éste, el eje de declinación. En el artículo se describe un radiotelescopio instalado en la montaña Stockert al sur de Bonn, Alemania. El cojinete principal de la antena, colocado en la parte superior de una torre de hormigón, se compone de un rodamiento de bolas con contacto angular SKF, cuyas dimensiones son 2200 × 2660 × 180 mm. El cálculo de este rodamiento se basó en que la carga en el caso más desfavorable puede llegar hasta 52000 kg. El engranaje para los movimientos giratorios del pilar va montado en rodamientos de bolas de contacto angular y también en los demás puntos de este engranaje así como en el engranaje para los movimientos de declinación se emplean rodamientos.

UDK 621.825.54

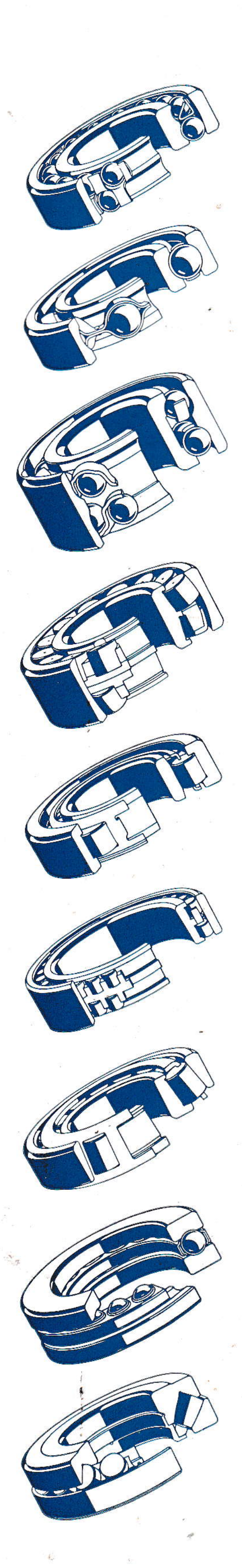
LUNDBERG, GUSTAF: *Tensiones en uniones forzadas bajo carga.*
Revista de cojinetes a bolas núm. 3/1958, págs. 55—63.

Es cada vez más frecuente la composición de elementos de máquinas mediante uniones forzadas o a contracción, en estos últimos años en incrementada extensión con ayuda del método SKF de inyección de aceite. Dado que el empleo de tales uniones a menudo es condición previa para el empleo de rodamientos, por ejemplo, en cigüeñales para diversas finalidades, SKF ha realizado un detallado estudio de tales uniones, habiendo en varias ocasiones publicado artículos en La Revista de cojinetes a bolas. En el presente artículo se tratan uniones forzadas sometidas a momentos flectores y fuerzas radiales y su influencia en la distribución de la presión superficial y esfuerzos en las piezas de la unión.

UDK 621.822.6:621.867.6

HYBBINETTE, NILS H: *Vagones y rodillos de transporte en LKAB.*
Revista de cojinetes a bolas núm. 3/1958, págs. 67—72.

Actualmente puede considerarse natural el empleo de rodamientos en toda clase de dispositivos de transporte en una mina moderna. LKAB empezó ya en 1913 a aplicar rodamientos SKF a su material móvil. El resultado de los ensayos de los primeros años con rodamientos en vagones de transporte fueron muy satisfactorios, y la introducción de rodamientos ha continuado con gran rapidez. Los primeros vagones fueron provistos de los cojinetes llamados de vagoneta, pero para evitar ciertas dificultades se ha introducido posteriormente el principio de rueda loca sobre eje fijo. Con el tiempo se han hecho aplicaciones a vagones mayores, pudiendo de esta forma reducir la fuerza de tracción necesaria por tonelada. El mineral es también transportado en gran extensión por transportadores de cinta, los cuales son soportados por rodillos de diversas ejecuciones, montados sobre rodamientos SKF.



SKF

ha creado una organización de técnicos especializados en la resolución de problemas sobre rodamientos, la cual está a disposición de todos los interesados. 155 sucursales repartidas por el mundo entero se encargan de este servicio.

Reg. 077 701